№ 5. Warszawa, 25 maja 1930 r. Rok VIII.

TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW W WARSZAWIE

OFICJALNY ORGAN POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO DLA SPRAW KOTŁOWYCH

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI

Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.

REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, CHMIELNA 2, m. 6. TEL. 275-45.

GODZINY BIUROWE: REDAKCJI—PIĄTKI, OD 18 DO 20, ADMINISTRACJI—CODZIENNIE, OD 10 DO 15

Ś. P. INŻ. KAROL NOWICKI

Ś. p. dyrektor inż. Karol Nowicki studja średnie odbywał w szkole realnej rządowej w Łowiczu, zaś klasę 7-ą ukończył w Mitawie (Łotwa), gdzie otrzymał świadectwo dojrzałości. Studja wyższe odbywał na wydziale mechanicznym politechniki w Rydze, który ukończył w 1903 r.



Jako student należał do korporacji „Arkonia" i wiele czasu poświęcał pracy dla Stowarzyszenia jako bibljotekarz.

Po ukończeniu politechniki objął ś. p, inż. Nowicki stanowisko inżyniera ruchu w Zakładach Ryskiej Walcowni (Rigaer Walzwerk), gdzie przeżył ciężkie chwile podczas rewolucji 1905 r. W końcu tego roku przechodzi do fabryki f-my „Salamanderwerke" Thomas Firth & Sons w Rydze, filji tychże Zakładów w Sheffield, gdzie buduje walcownię oraz gazownię generatorową, zyskując sobie szczere uznanie Dyrekcji.

W końcu roku 1909 przechodzi inż. Nowicki w charakterze prokurenta działu motorów spalinowych do Oddziału f-my „Bracia Körting" w Moskwie, w której pracuje przez 2 lata. Od roku 1911 rozpoczyna inż. Nowicki swoją działalność na polu techniki kotłowej i cieplnej. W tym bowiem roku powstało w Rydze Stowarzyszenie dozoru kotłów (Rigaer Dampfkesselüberwachungsverein). Po odbyciu dwumiesięcznej praktyki kotłowej w Stowarzyszeniu w Monachjum obejmuje zmarły organizację i kierownictwo nowej placówki ryskiej. Na tem stanowisku zastała go wielka wojna, podczas której dalej pracuje niezmordowanie w coraz cięższych warunkach najpierw w Rydze, a następnie w Dorpacie dokąd po ewakuacji Rygi zmuszony był przenieść biuro Stowarzyszenia.

W tym okresie czasu zmarły pracuje dużo w kierunku naukowym, pisuje liczne artykuły do pism technicznych i wygłasza odczyty. W r. 1918 nie mając już widoków dalszej pracy na obczyźnie powraca do kraju i osiedla się chwilowo w Warszawie, gdzie pracuje kolejno w Głównym Urzędzie Miar i Wag, Głównym Urzędzie Węglowym, wreszcie w Warszawskiem Stowarzyszeniu Dozoru Kotłów. Z chwilą przejęcia przez Władze Polskie urzędów w Poznaniu, inżynier Nowicki czyni starania o objęcie tutejszej opuszczonej przez niemców pla-

ćówki i zostaje przez Naczelną Radę Ludową powołany do zorganizowania i prowadzenia pierwszego polskiego Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Poznaniu. Przez lat 10 pracuje niezmordowanie nad rozwojem tej instytucji wespół ze zmarłym niedawno prezesem Czarlińskim. W dn. 1 lutego r. b. obchodził wraz z Instytucją swój 10-cio letni jubileusz, którym niestety zamknął okres swojej pożytecznej pracy.

Inż. Nowicki na stanowisku dyrektora Stowarzyszenia wykazał nietylko niepospolite zdolności jako organizator i kierownik Instytucji, ale położył ogromne zasługi jako wybitny technik. Świadczą o tem jego liczne monografje z dziedziny techniki kotłowej i cieplnej, wygłaszane odczyty, czynny i owocny udział w Polskim Komitecie Normalizacyjnym. Stał on w stałym kontakcie z poważniejszymi instytucjami pokrewnemi zagranicą, jak również z wielkiemi europejskiemi fabrykami budowy kotłów, niezmordowanie śledząc za wszelkiemi nowemi zdobyczami na polu tej gałęzi techniki. Ze swojej bogatej skarbnicy wiedzy i długoletniego doświadczenia zawsze chętnie udzielał rad wszystkim, którzy się do niego zwracali o pomoc i wskazówki.

Dzięki swej głębokiej wiedzy, absolutnej bezstronności i sprawiedliwości w stosunkach służbowych z klientami, wyrozumiałością względem pracowników zyskał sobie ś.p. dyr. Nowicki powszechny szacunek i uznanie.

Śmierć jego okrywa żałobą cały świat techniczny, który traci w nim światłego inżyniera oraz Stowarzyszenie którego był wzorowym kierownikiem.

Cześć jego pamięci.

Inż. WŁADYSŁAW PAC.

BADANIA ODBIORCZE TURBINY KONDENSACYJNEJ

o mocy 20000 *kW* (24200 *kW*).

W listopadzie 1929 r. pod kierunkiem Prof. Dr. W. Chrzanowskiego przeprowadzone zostały badania odbiorcze turbozespołu o normalnej mocy 20000 *kW* (i mocy największej 24200 *kW*), pracującego w Państwowej Fabryce Związków Azotowych w Chorzowie.

Jak ze względu na wielką jednostkę mocy, tak i ze względu na staranne przygotowania i szczególnie wysoki poziom dokonywanego odbioru — sprawozdaniu temu poświęcimy nieco więcej miejsca.

Rosnąca stale produkcja fabryki pociągała za sobą coraz większe zapotrzebowanie mocy, któremu nie mogła już podołać dotychczasowa siłownia.

Kierownictwo fabryki miało tu dwa wyjścia: albo rozszerzyć własną siłownię przez ustawienie nowego agregatu, albo czerpać moc brakującą z sąsiadującej z fabryką okręgowej elektrowni.

Za pierwszem przemawiało dążenie do samodzielności i posiadanie już własnej siłowni, którą wypadało tylko rozszerzyć, co było tem słuszniejsze, że warunki pracy dla dużego turbogeneratora były bardzo dogodne; fabryka bowiem pracuje cały rok w ciągu dnia i nocy i zapotrzebowanie prądu jest tak wielkie, iż turbina może iść stale na pełne obciążenie.

Należało jednak mieć na uwadze, że elektrownia okręgowa, mając pod ręką zwały odpadków węgla, odstępuje prąd na cele przemysłowe stosunkowo bardzo tanio, do czego zresztą jest zmuszona dzięki ostrej konkurencji z innemi elektrowniami kopalnianemi.

To też kierownictwo fabryki, decydując się na rozszerzenie własnej elektrowni, zmuszone było przeprowadzić ścisłą kalkulację w celu wyjaśnienia, w jakich warunkach prąd własny będzie się lepiej opłacał, niż nabywany w elektrowni okręgowej.

Zamawiając powyższy turbozespół w firmie Brown Boveri w Szwajcarji, kierownictwo fabryki w związku z powyższem zapewniło sobie niskie cyfry zużycia pary na jednostkę mocy, przyczem z wymienionych względów uznało za konieczne wprowadzić do umowy tak ostre warunki, że przekroczenie gwarantowanego zużycia pary już o 0,01 *kg/kWh* pociągnie za sobą znaczne kary konwencjonalne, zaś przekroczenie gwarancji ponad 4% (tj. przy pełnem obciążeniu o niecałe 0,2 *kg/kWh*) groziło odrzuceniem dostarczonej turbiny.

W tych warunkach próby odbiorcze przedstawiały się specjalnie ciekawie, jednak od kierownictwa badań wymagały tem większej czujności.

Opis turbozespołu.

Omawiany turbozespół został wykonany w fabryce Brown Boveri w Baden (Szwajcarja). Turbina parowa zbudowana jest dla pary dolotowej o ciśnieniu 14,5 *ata* i temperatu-

rze 340° C, i przy 3000 *obr/min* posiada moc 20000/24200 *kW*. Podwójne to oznaczenie wskazuje, że najmniejsze zużycie pary zachodzi przy obciążeniu 20000 *kW*, jednakże przy niewielkiem podwyższeniu zużycia pary turbozespół ten może stale pracować przy obciążeniach do 24200 *kW* (przy cos φ = 0,7). Dla samej turbiny umowa przewiduje możność trwałego przeciążania jej do 25000 *kW*.

Charakterystyczne dane, dotyczące turbozespołu i jego osprzętu, zebrane są w następującej tabeli.

T A B E L A I.

Charakterystyka turbozespołu.

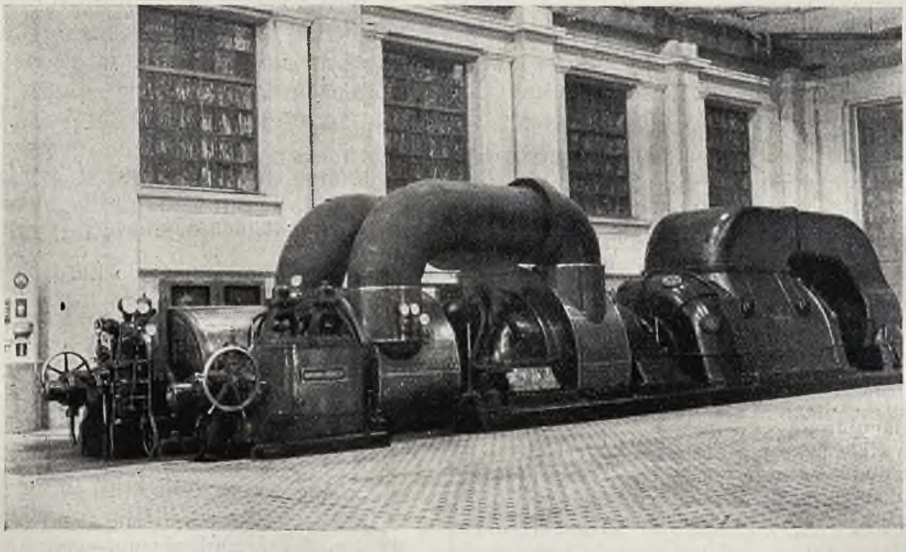
	oznaczenia	w jednostk.	
I. Dane ogólne.			
1. Data zamówienia turbiny . . .			20.XII.1927 r.
2. Data uruchomienia turbiny . .			27 sierpnia 1929 r.
3. Ilość godzin pracy do 21.XI.1929		h	1800
4. Praca wykonana do 21.XI.1929 .		kWh	35000000
II. Generator.			
1. Fabryka budująca			Brown Boveri-Baden
2. Nr. fabryczny			B 31271
3. Typ			WT 172hs
4. Prąd			trójfazowy
5. Rodzaj połączenia			w gwiazdę
6. Nominalna moc		KVA	34600
7. Nominalny spółcz. mocy . . .	cosφ		0,7
8. Nominalne napięcie		V	6300
9. Nominalna siła prądu		A	3200
10. „ liczba obrotów . . .	n	obr./min.	3000
11. „ liczba okresów . .		okr./sek.	50
12. Sprawność generatora	η gen	%	

przy obciąż.	10000	15000	20000	25000
przy cosφ 1	92,9	94,9	96	96,5
„ 0,8	92.6	94.5	95,4	96
„ 0,7	92,4	94,3	95,1	95,6

	oznaczenia	w jednostk.	
13. Chłodzenie generatora			powietrzem, dostarczanem przez wentylator
14. Wydajność wentylatora		m^3/sek	32
15. Chłodzenie powietrza			od 69,6° do 34,4° C
16. Temperat. wody chłodzącej . .		°C	30
Wzbudzanie.			
1. Rodzaj			wzbudnica na wale generatora
2. Nr. fabr. wzbudnicy			B 31223
3. Typ			GTA 156
4. Fabryka budująca			Brown Boveri-Baden
5. Nominalna moc		kW	125
6. Nominalne napięcie		V	250
7. Nominalna siła prądu		A	460
III. Turbina.			
1. Fabryka budująca			Brown Boveri-Baden
2. Nr. fabryczny			B 6168
3. Typ			D 346
4. Rodzaj			czysto kondensacyjna
5. Liczba kadłubów			trzy
6. Dopływ pary			dwoma rurociągami do każdego kadłuba
7. Nominalna moc		kW	20000
8. „ liczba obrotów . . .	n	obr./min.	3000
9. „ prężność pary wlotow.		ata	14,5
10. „ temp. pary wlotowej .		°C	340
11. „ próżnia		ata	0,07
12. Regulacja			ilościowo-jakościowa
13. Zawory regulacyjne			4 automaty
14. Dopuszczalne stałe przeciążenie		%	25% nominaln. mocy
15. Dopuszczalne podwyższenie temperatury świeżej pary		°C	do 400°
16. Materjał łopatek			w części wysokoprężnej—stal nierdzewiejąca „ średnioprężnej—stal specjalna wysokowartościowa „ narażonej na działanie wilgotnej pary—stal nierdzewiejąca.
17. Rodzaj dławnic			grzebieniaste
IV. Kondensacja.			
1. Rodzaj			powierzchniowa
2. Ilość skraplaczy			2
3. Powierzchnia skraplaczy . . .		m^2	2900
4. Ilość rurek			2 × 3450

	oznaczenia	w jednostk.	
5. Wymiary rurek:			
średn. wewn.		m/m	22
długość	L	m/m	5400
6. Materjał rurek			mosiądz
7. Pompa, podająca do skraplacza wodę chłodzącą:			
wydajność		m^3/h	∞5900
wysokość ssania		m	6,0
„ tłoczenia . .		m	11,0
8. Nominal. temp. wody chłodząc.		^0C	27
9. „ ilość „ „		m^3/h	∞ 5900 (z tego 240 m^3/h idzie na studzenie powietrza chłodzącego generator)
10. Pompa, odciągająca skropliny wydajność		m^3/h	180
11. Napęd pomp			wspólny napęd silnikiem elektrycznym, na wypadek zaś wyłączenia prądu, małą pomocniczą turbiną.
12. Silnik elektryczny napędzający pompy:			
fabryka budująca . . .			Brown Boveri-Baden
Nr. fabryczny			B 31392
Typ			MSR 224
Nominalna moc		KM	560
„ liczba obrot.		obr/min	1450
„ napięcie . .		V	6000
„ siła prądu .		A	47
„ liczba okres.		okr/sek.	50
13. Pomocnicza turbina:			
fabryka budująca . . .			Brown Boveri-Baden
Nr. fabryczny			B 6160
Budowa			koło Curtis'a z 3 stopniami prędkości
Nominalna moc		KM	500
Nominalna liczba obrot.		obr./min	4300
„ prężn. pary wlotowej . .		ata	14,5
„ temp. pary wlotowej . .		^0C	340

Ogólny widok całego turbozespołu przedstawia rys. 1. Na rys. 2 przedstawiony jest przekrój samej turbiny. Część wysokoprężna turbiny składa się z dwuch kół akcyjnych o 1000 *mm* średnicy i 9 wirników reakcyjnych średnio 820 *mm* średnicy. Para rozprężona w cylindrze wysokoprężnym do ∼ 4,5 *ata* przy pełnem obciążeniu idzie dwoma przewodami do części średnioprężnej, którą przepływa w kierunku przeciwnym, niż to się dzieje w cylindrze wysokoprężnym.



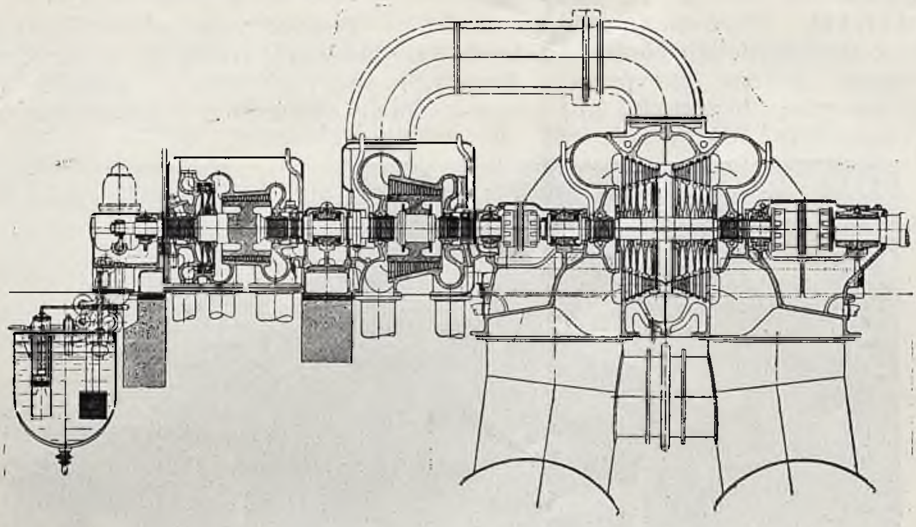
Rys. 1. Ogólny widok turbozespołu.

Część średnioprężna turbiny składa się z 11 stopni reakcyjnych o średniej średnicy wirników 980 *mm*.

Z części średnioprężnej wychodzi para o ciśnieniu ∼ 0,9 *ata* (przy pracy na pełne

obciążenie) i płynie dwoma przewodami do cylindra niskoprężnego, gdzie rozchodzi się w dwuch przeciwnych kierunkach. Każda strona cylindra niskoprężnego posiada 7 stopni reakcyjnych.

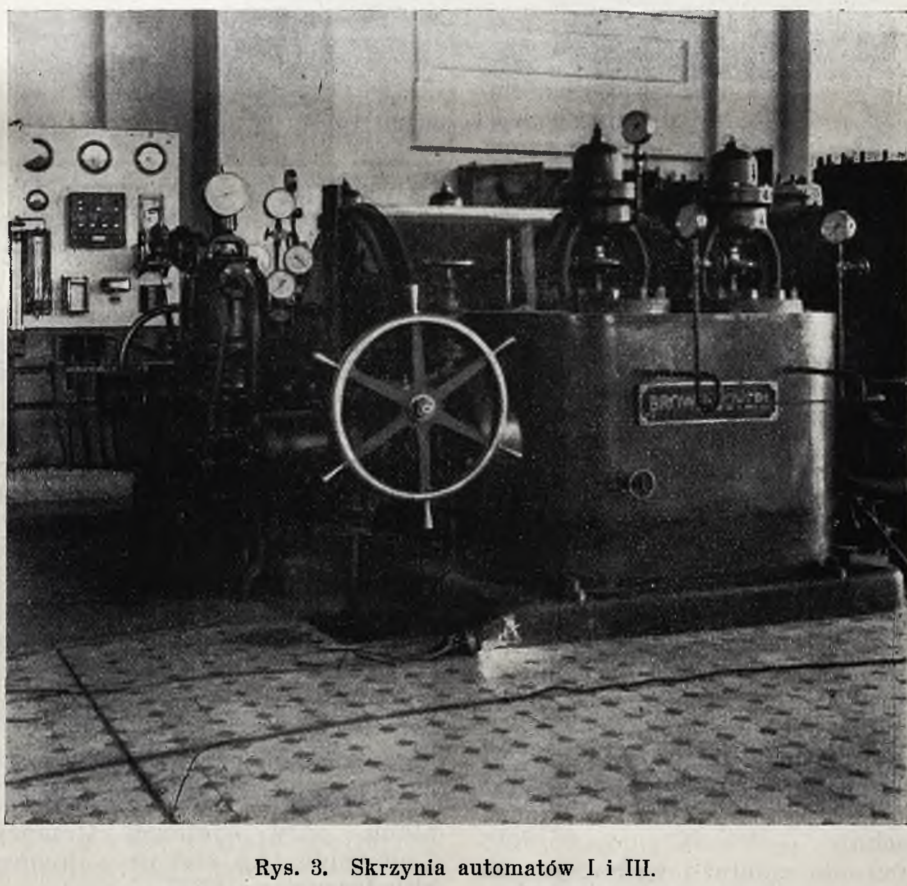
Automatyczną regulację turbiny widzimy na rys. 3 i 4. Rys. 3 przedstawia skrzynię automatów, położoną z prawej strony cylindra wysokoprężnego turbiny. Znajdują się w niej automaty I i III. Na rys. 4 wi-



Rys. 2. Przekrój turbiny.

Z części niskoprężnej para wypływa dwoma przewodami do dwuch skraplaczy,

dzimy lewą skrzynię, zawierającą automaty II i IV. Każda z powyższych skrzyń po-



Rys. 3. Skrzynia automatów I i III.

umieszczonych bezpośrednio pod cylindrem niskoprężnym turbiny.

łączona jest z głównym rurociągiem kotłowni oddzielnym przewodem parowym. Regulacja

działa w następujący sposób: od biegu luzem turbiny do obciążenia ~ 10000 *kW* reguluje przepływ pary automat I, znajdujący się w prawej skrzyni; powyżej ~ 10000 i aż do ~ 20000 *kW* automat I jest całkowicie otwarty, reguluje zaś automat II, znajdujący się w lewej skrzyni. Obydwa te zawory dopuszczają parę do kierownic, umieszczonych przed pierwszem kołem akcyjnem. Przy obciążeniach powyżej 20000 *kW* oba pierwsze automaty pozostają całkowicie otwarte, otwierają się zaś jednocześnie automaty III i IV, doprowadzające parę wprost do przestrzeni między drugiem kołem akcyjnem a kierownicą pierwszego wieńca reakcyjnego.

Dzięki różnokierunkowemu przepływowi pary przez poszczególne cylindry oraz opisanemu systemowi regulacji turbina obywa się bez tłoków odciążających przy różnych jej obciążeniach.

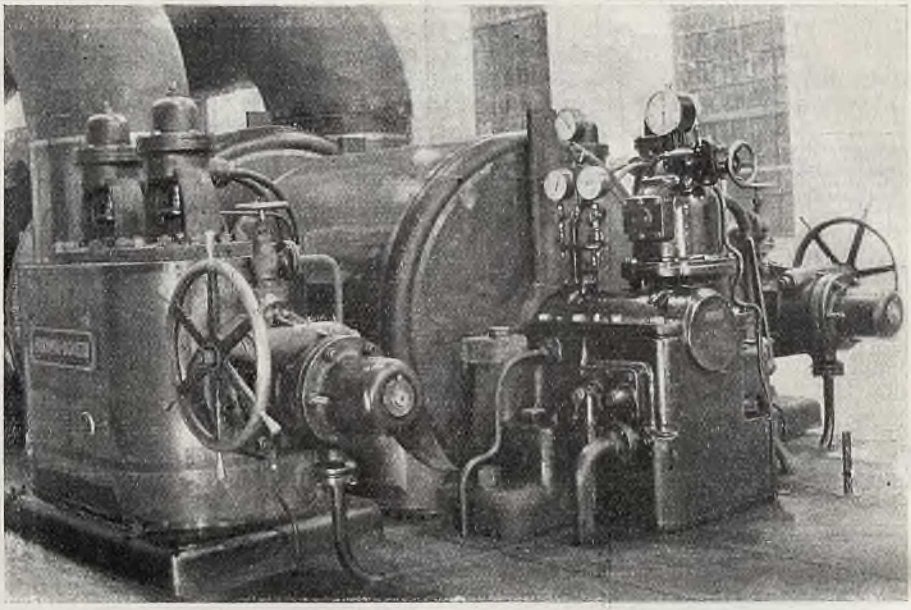
Wszystkie trzy pompy kondensacyjne otrzymują napęd od jednego silnika elektrycznego, posiadającego 1450 *obr/min.*

Silnik elektryczny napędza bezpośrednio pompę kondensatu, oraz zapomocą przekładni 1450 : 440 — pompę wody chłodzącej; zapomocą dalszej przekładni 440 : 4300 napędzana jest pompa powietrzna oraz bezpośrednio z nią sprzężony wirnik pomocniczej turbinki parowej. W wypadku przerwy w pracy silnika natychmiast zostaje automatycznie uruchomiona turbinka pomocnicza, dzięki czemu pompy nie doznają żadnej przerwy w ruchu.

Po zakończeniu montażu turbogenerator został uruchomiony na próbę w dn. 20/8-1929 r., poczem w dn. 24 sierpnia był zatrzymany w celu dokonania drobnych zmian. W dniu 27 sierpnia turbozespół został oddany do ruchu fabrycznego i pracował bez przerwy aż do chwili odbioru, który rozpoczął się dnia 21 listopada r. z.

Umowa i gwarancje.

Pomiędzy zarządem fabryki a przyjmującą zamówienie firmą B. B. C. została w dniu 20 grudnia 1927 r. zawarta umowa na dostawę omawianego turbozespołu.



Rys. 4. Skrzynia automatów II i IV.

Umowa obejmowała zakres dostawy, opis budowy i montażu poszczególnych części oraz gwarancje, dotyczące wykonania turbiny oraz zużycia przez nią pary.

Według tej umowy liczby gwarantowanego zużycia pary, wyrażone w *kg/kWh* i odniesione do różnych obciążeń, mierzonych na zaciskach generatora, przedstawiają się następująco:

przy obciążeniu *kW*	25000	20000	15000	10000
przy cos φ = 1	4,86	4,77	4,92	5,17
„ = 0,8	4,91	4,80	4,95	5,18
„ = 0,7	4,93	4,83	4,97	5,20

Liczby te odnoszą się do gwarancyjnego stanu pary wlotowej (temperatura 340° C i ciśnienie 14,5 *ata*) przy temperaturze wody chłodzącej = 27° C.

Powyższe cyfry gwarantowane obowiązują bez tolerancji.

Wychodząc z założenia, że turbina będzie pracować przeważnie na pełne obciążenie, a nawet w celu zmniejszenia kosztów amortyzacji na jednostkę mocy będzie możliwie przeciążana, zamawiający słusznie położył nacisk na zużycie pary przy tych dwuch obciążeniach i w tym celu wprowadził do umowy następujący sposób obliczenia t.zw. ogólnego przekroczenia zużycia pary: obliczone dla poszczególnych obciążeń odchylenia od gwarancji należy pomnożyć przez następujące spółczynniki:

dla obciążenia 10000 kW — przez 1
" 15000 " " 1
" 20000 " " 3
" 25000 " " 2

Otrzymane wyniki należy zsumować algebraicznie i sumę podzielić przez 7, co da ostatecznie wielkość przekroczenia, miarodajną dla określenia ewentualnej kary konwencjonalnej.

Co do zmian w ilości obrotów umowa zawiera następujące przyrzeczenia:

Przy raptownej zmianie obciążenia liczba obrotów może się zmieniać najwyżej o następujące wielkości:

Przy zmianie obciążenia		0 do 25%	0 do 50%	0 do 75%	0 do 100%
Dopuszczalna zmiana liczby obrotów	stała	1,5%	2,5%	3,25%	4%
	przejściowa	2%	3%	4%	5%

Przy niezmiennem obciążeniu turbiny wahania ilości obrotów nie powinny przekraczać 0,5%, przyczem nie powinny mieć miejsca trwałe wahania regulatora.

Regulator bezpieczeństwa, zamykający oba zawory główne niezależnie od działania automatycznych zaworów regulacyjnych, powinien wyłączać bieg turbiny przy przekroczeniu liczby obrotów o 8 do 12%.

Prócz tego umowa stwierdza, że przy temperaturze wody chłodzącej = 27° C próżnia ma wynosić:

przy obciążeniu 20000 kW — 93%
" " 25000 " — 92,2%

Umowa przewiduje, że w wypadku wyłączenia jednego ze skraplaczy, turbina może przenosić pełne obciążenie przy niewielkim spadku próżni. W tym celu charakterystyka pompy ma być tak dobrana, aby przy wyłączeniu jednego kondensatora pompa dostarczała tyle jeszcze wody, by przy pełnem obciążeniu i przy temperaturze wody chłodzącej=27° C próżnia nie spadała poniżej 88%.

W myśl umowy próby odbiorcze turbiny mają być przeprowadzone w ciągu pierwszych trzech miesięcy nieprzerwanej pracy maszyny, przyczem dla odbioru turbiny mają być obowiązujące normy VDI z 1925 r., oraz normy Międzynarodowego Związku Stowarzyszeń Dozoru Kotłów i normy Związku Niemieckich Zakładów Budowy Maszyn; dla elektrycznej zaś części — normy VDE (REM—1923 roku).

Skład Komisji Odbiorczej.

Dla przeprowadzenia badań odbiorczych w charakterze bezstronnego rzeczoznawcy został uproszony Profesor Politechniki Warszawskiej Dr. W. Chrzanowski.

W badaniach, dokonanych w czasie od 20 do 23 listopada 1929 r. wzięły udział następujące osoby:

1) Bezstronny rzeczoznawca
Prof. Dr. Inż. W. Chrzanowski
oraz zaproszeni do współpracy:
z Katowickiego Stowarzyszenia Dozoru Kotłów:
inż. Z. Ficki, inż. Z. Rychlik, inż. L. Witaszek.
ze Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie:
inż. R. Biedrzycki, inż. W. Pac, K. Sulikowski.

2) Z ramienia P.F.Z.A. w Chorzowie:
nadinż. R. Sobek, inż. M. Żelisławski.

3) Z ramienia fabryki Brown Boveri:
nadinż. C. Frey, nadinż. A. Heuscher, inż. W. Hiltpold, inż. H. Bindschedler, inż. H. Blauenstein, inż. M. Virol.

Przed przystąpieniem do odbioru został ustalony program prac, zamieszczony następnie w protokule wstępnym (patrz niżej).

Prace przygotowawcze.

Zgodnie z niemieckiemi normami odbiorczemi V.D.I. dostawcy pozostawiono możność sprawdzenia przed odbiorem całego dostarczonego urządzenia, co też zostało przeprowadzone przez fabrykę budującą w czasie od 15 do 20 listopada r. z.

W tym też czasie sprawdzona została szczelność obu kondensatorów. W tym celu część parowa każdego ze skraplaczy została zalana wodą, poczem ściany sitowe osuszono sprężonem powietrzem. Przeprowadzona następnie kilkugodzinna obserwacja szczelności skraplaczy dała wyniki pomyślne.

W dn. 20 listopada zostały ustawione przyrządy pomiarowe.

Rozmieszczenie manometrów i termometrów zawiera schemat, przedstawiony na rys. 5.

Oznaczone są tu schematycznie trzy kadłuby turbiny oraz dwie skrzynie z zaworami automatycznymi.

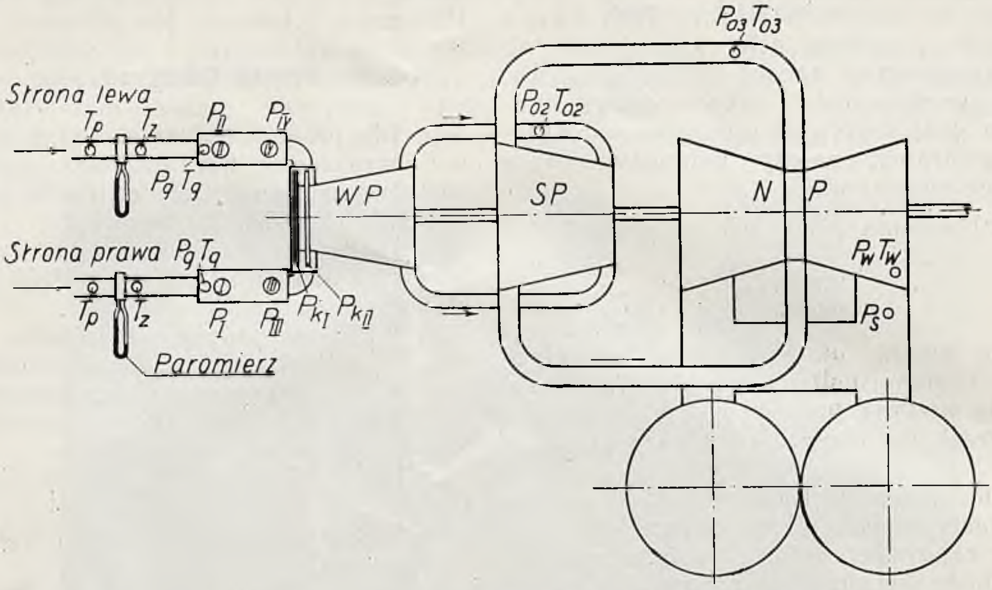
Symbolami oznaczone są miejsca ustawienia odpowiednich termometrów i manometrów.

Symbole te oznaczają:

P_g — manometr umieszczony przed głównym zaworem w celu określania ciśnienia pary wlotowej.

u wylotu z łopatek miały posiadać charakter jedynie informacyjny.

Zużycie pary miało być określane drogą mierzenia kondensatu. Niezależnie jednak



Rys. 5. Układ termometrów manometrów i próżniomierzy.

T_g — termometr, umieszczony w specjalnej na ten cel wbudowanej tulejce fabrycznej, umieszczonej przed głównym zaworem; termometr ten ma wskazywać temperaturę pary wlotowej.

P_I, P_{II}, P_{III} i P_{IV} — manometry, specjalnie na czas pomiarów wbudowane za automatami regulacyjnymi *I*, *II*, *III* i *IV* w celu mierzenia ciśnień pary za temi automatami.

P_{k1} — manometr, wskazujący ciśnienie pary za pierwszem kołem akcyjnem I kadłuba.

P_{k2} — manometr dla wskazań ciśnienia pary za drugiem kołem akcyjnem.

P_{02} i T_{02} — manometr i termometr, wbudowane w przewód między *I* i *II* osłoną i określające ciśnienie i temperaturę pary przed wlotem do *II* kadłuba.

P_{03} i T_{03} — manometr i termometr, analogicznie określające ciśnienie i temperaturę pary przed wlotem do *III* kadłuba.

P_w — rtęciowy próżniomierz, ustawiony u wylotu z łopatek turbiny, mierzący próżnię w tem miejscu.

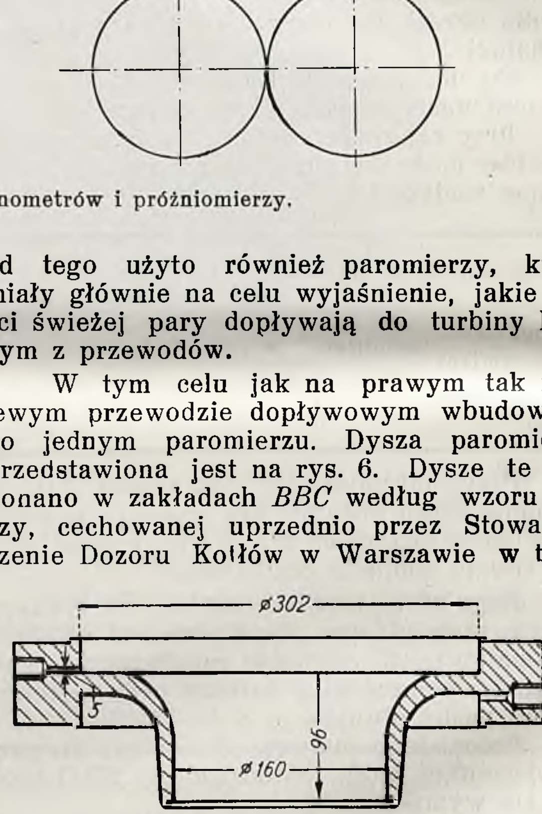
T_w — tamże ustawiony termometr dla określenia temperatury pary wylotowej z turbiny.

P_s — rtęciony absolutny próżniomierz, ustawiony na króćcu pary wylotowej, u wylotu z turbiny.

Pomiary ciśnień za automatami oraz stanu pary przed *I* i *II* kadłubem, jakoteż temperatury pary wylotowej oraz próżni

od tego użyto również paromierzy, które miały głównie na celu wyjaśnienie, jakie ilości świeżej pary dopływają do turbiny każdym z przewodów.

W tym celu jak na prawym tak i na lewym przewodzie dopływowym wbudowano po jednym paromierzu. Dysza paromierza przedstawiona jest na rys. 6. Dysze te wykonano w zakładach *BBC* według wzoru dyszy, cechowanej uprzednio przez Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie w tejże



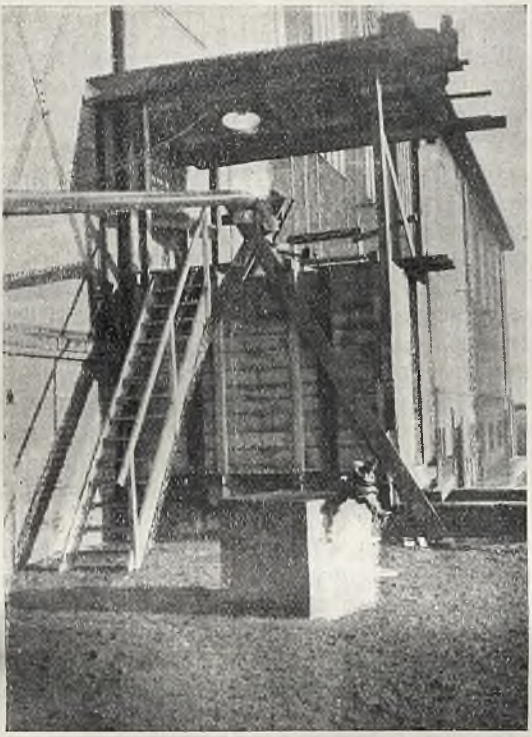
Rys. 6. Dysza paromierza.

fabryce. Dysze zabudowano w przewody w odległości 2,5 *m* od turbiny. Na tych odcinkach przewody nie posiadały żadnych złączeń i kołnierzy, izolacja zaś przewodów, sprawdzana przed pomiarami, była w zupełnie dobrym stanie. Kołnierze przy dyszach izolowane nie były.

W odległości 600 *mm* od dyszy każdego z paromierzy wbudowano w rurociąg termometr, oznaczony na rysunku 5 symbolem T_p. Takież termometry wbudowano również za dyszami paromierzy. Termometry te, oznaczone na rysunku znakiem T_z, znajdowały się

na prawym rurociągu w odległości 600 *mm*, zaś na lewym w odległości 400 *mm* od dyszy paromierza.

W celu mierzenia kondensatu, ze względu na przewidywane wielkie ilości skroplin, należało wybudować dość znaczną instalację. Oparta ona była na zasadzie dwuch zbiorników, napełnianych kolejno. Ogólny widok instalacji przedstawiony jest na rys. 7.



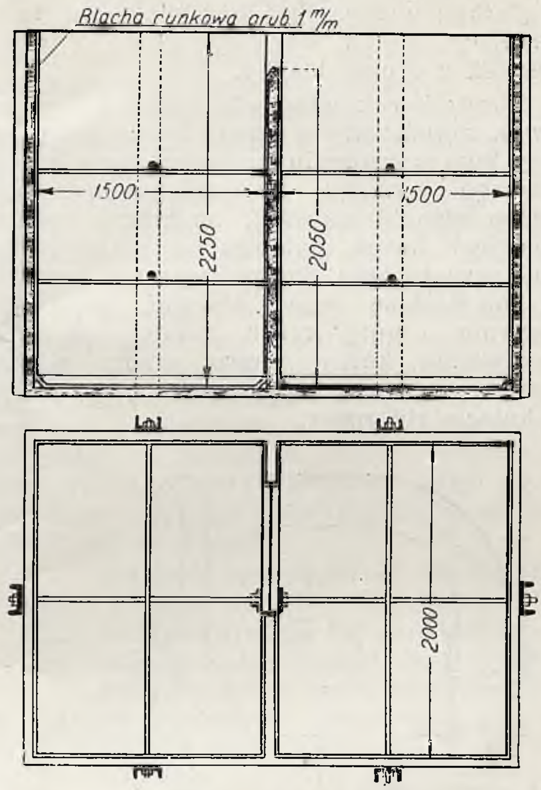
Rys. 7. Instalacja do mierzenia kondensatu.

Ponieważ przewidywana ilość kondensatu przy pełnem obciążeniu miała wynosić $\sim$ 2 m³ na minutę, przeto wybrano pojemność każdego ze zbiorników $\sim$ 6 m³, aby czas napełniania każdego zbiornika wynosił 3 minuty. Otwory spustowe zastosowano o średnicy 200 *mm*, wychodząc z obliczenia, że czas opróżniania zbiornika ma wynosić $1^1/_2$ minuty. Pozostały wolny czas był potrzebny na ustalenie się poziomu wody w napełnionym zbiorniku, otwarcie korka spustowego, dokładny ściek pozostałości z dna, zamknięcie korka, uskutecznienie zapisu oraz przerzucenie strumienia wody z poprzedniego zbiornika.

Dalsze rysunki przedstawiają urządzenie omawianych zbiorników.

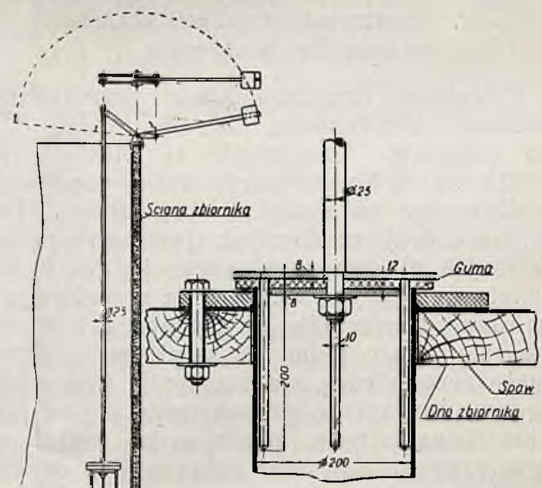
Rys. 8 przedstawia właściwe zbiorniki. Jest to masywna drewniana skrzynia o powierzchni 2 × 3 *m* i wysokości 2250 *mm*.

We środku skrzyni umocowano nieco niższą przegrodę, tworząc w ten sposób dwa właściwe zbiorniki, połączone u góry przelewem. Wnętrze obu zbiorników wybite jest blachą cynkową, lutowaną na złączach. Dno każdego ze zbiorników zaopatrzone jest



Rys. 8. Zbiorniki do mierzenia kondensatu.

w urządzenie spustowe, przedstawione na rysunku 9.

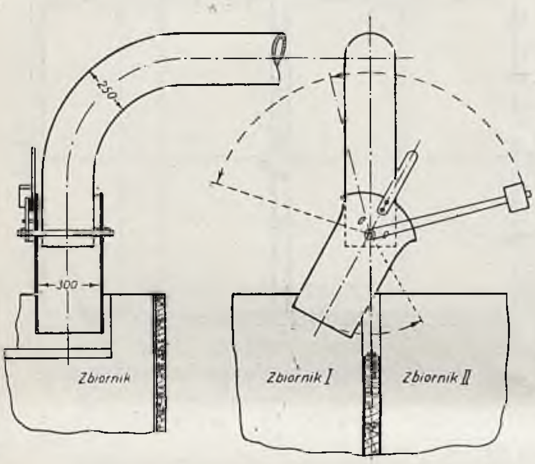


Rys. 9. Urządzenie spustowe zbiornika do mierzenia kondensatu.

W dno zbiornika wstawiona jest rura średnicy 200 *mm*. Rura zaopatrzona jest w przypawany kołnierz, który zapomocą śrub na obwodzie przymocowany jest do dna zbior-

nika. Górne obrzeże rury wystaje na 3 *mm* ponad kołnierz i jest gładko wytoczone. Na tej gładkiej powierzchni leżv korek spustowy, składający się z warstwy gumy i dwuch nakładek z grubej blachy.

Przez korek przechodzi sworzeń średnicy 25 *mm*, zakończony u spodu korka nakrętką. Drugi koniec sworznia przymocowany jest do dłuższego wysięgu dwuramiennej dźwigni, luźno osadzonej na ośce, na której zaklinowana jest korba, zakończona przeciwwagą. Przy przerzuceniu korby wprawo, naciska ona na krótsze ramię dźwigni, powodując unoszenie w górę korka spustowego. Przy przerzuceniu korby wlewo, opiera się ona o sworzeń korka spustowego, powodując zamknięcie zbiornika.



Rys. 10. Przerzucanie strumienia kondensatu ze zbiornika do zbiornika.

Podobnie urządzone jest przerzucanie strumienia kondensatu, napełniającego kolejno zbiorniki. Urządzenie te widzimy na rys. 10. Przez koniec rury, którą dopływają skropliny do zbiorników, przetknięta jest ośka, na której zawieszona jest krótka rura o szerszym niż przewód przekroju. Na końcu tej ośki znajduje się dźwignia z przeciwwagą. Przy przerzuceniu dźwigni wprawo lub wlewo opiera się ona o jeden ze sztyftów, wbitych w podwieszoną rurę, zmuszając ją pod wpływem przeciwwagi do przechylenia się na prawą lub lewą stronę, przez co jej wylot będzie się znajdował nad jednym lub drugim zbiornikiem.

Opisana instalacja została zawczasu wykonana w P.F.Z.A. Należy tu podnieść, że jak powyższa, tak i wszystkie inne prace przygotowawcze, wykonane przez P.F.Z.A., były przeprowadzone nadzwyczaj starannie.

Przed pomiarami w obecności stron zbiorniki dokładnie wymierzono i wycechowano. Oględziny zbiorników po pomiarach odbiorczych nie wykazały jakichkolwiek odkształceń, wobec czego obie strony uznały za zbędne powtórne cechowanie zbiorników.

Prócz opisanych przygotowań na przewodach wody chłodzącej ustawiono termometry dla określania temperatury wody u wlotu i wylotu do skraplacza.

Tulejki fabryczne, wbudowane w przewody dla umieszczenia tych termometrów, były nieco za płytkie. Nasuwa się tu uwaga, iż byłoby wskazanem dawać te tulejki głębsze, aby uniknąć wszelkich wątpliwości co do dokładnych pomiarów temperatur w tych miejscach.

Wszystkie wymienione termometry posiadały miarodajne świadectwa wzorcowania, manometry zaś były sprawdzone na miejscu w celu określenia właściwych korektur.

Dla pomiarów elektrycznych zostały użyte precyzyjne watomierze, voltomierze i amperomierze, jak również aparaty, wskazujące *cos*φ w każdej fazie. Przyrządy te były wycechowane przed pomiarami i sprawdzone jeszcze po pomiarach. Firma Brown Boveri nie ustawiła równolegle swych elektrycznych przyrządów pomiarowych.

Ponadto przygotowano się jeszcze do badania temperatury oleju u wejścia i wyjścia.

Pomiary próbne.

Po ustaleniu głównych punktów protokułu wstępnego przeprowadzono pomiar próbny w celu stwierdzenia należytego funkcjonowania urządzeń pomiarowych oraz zdecydowania o miarodajności wyznaczonych punktów pomiarowych. Pomiar próbny dał następujący materjał.

Paromierze rzeczywiście wykazały, że prawym i lewym przewodem przepływają do turbiny nie jednakowe ilości pary świeżej. Ze względu na sposób regulacji przy małych ilościach przepływającej pary znaczna jej część idzie prawym przewodem, a w lewym przewodzie przepływ wzrasta dopiero przy większem zapotrzebowaniu w miarę otwierania się zaworu automatycznego N. II.

Obserwacja termometrów, ustawionych przed i za paromierzem stwierdziła, że spadek temperatury w dyszy, wytłumaczony spadkiem ciśnienia i pewnem promieniowaniem flansz, stanowi $\sim 1^0$.

Następnie okazało się, że między wskazaniami termometru, znajdującego się przed paromierzem, a termometru, umieszczonego w tulejce fabrycznej przed głównym zaworem, zachodziły różnice, nie dające się wytłumaczyć jedynie promieniowaniem przewodu. Różnice te występowały głównie w lewym dopływie pary i były zależne od ilości przepływającej pary. Przy małych obciążeniach, gdy przez lewy przewód przechodziły nieznaczne ilości pary, różnice te dochodziły do 44^{0}C. Dopiero przy obciążeniach bliskich do pełnego, gdy i lewa tulejka fabryczna była dobrze omywana dużą ilością dopływa-

jącej świeżej pary, otrzymywano właściwe odczyty na termometrze przed głównym zaworem.

Zdecydowano tedy, że za miarodajną dla obliczeń przyjęta będzie temperatura, wskazywana przez termometr ustawiony na prawym przewodzie przed paromierzem, przyczem w odniesieniu do stanu pary przed głównym zaworem wskazania powyższe będą zmniejszane o 2^0: z tego 1^0 uwzględnia stwierdzony poprzednio spadek w dyszy i 1^0 obejmuje spadek na promieniowanie w przewodzie między dyszą paromierza i zaworem głównym turbiny.

Nie zgadzały się również ze sobą oba manometry, ustawione przed głównym zaworem na prawym i lewym przewodzie. Szczególnie przy mniejszych obciążeniach, gdy automat II jedynie zlekka był otwarty, przepuszczając, jak potwierdzał paromierz, nieznaczne ilości pary, płynące lewym przewodem — manometr prawy wskazywał mniejsze ciśnienie pary, niż manometr lewy. Należy to tłumaczyć niejednakowym rozdziałem pary przez regulację, wskutek czego w tych wypadkach w lewym przewodzie para prawie stoi, w prawym zaś przewodzie przy dużych ilościach przepływającej pary powstają naturalne spadki ciśnienia.

Ze względu na powyższe uznano za miarodajne jedynie wskazania manometru, znajdującego się na prawym przewodzie parowym, przez który przepływają główne ilości pary.

Protokół wstępny.

Po ostatecznem uzgodnieniu różnicy poglądów, powstałej w związku z wynikami pomiarów próbnych, podpisano w ostatecznej formie protokuł wstępny, ułożony przez Profesora Dr. W. Chrzanowskiego.

Ponieważ omawiany protokuł ze względu na treść i układ przyjął się jako wzór przy wielu następnych odbiorach, przytaczamy tutaj obszerne jego streszczenie.

Na wstępie protokuł wyjaśnia, że niniejsze próby odbiorcze zostaną dokonane w celu stwierdzenia, czy zostały dotrzymane gwarancje, przyrzeczone przez firmę Brown Boveri w zamówieniu z dn. 20/XII 1927 r.

Osoby, przyjmujące udział w próbach odbiorczych (następuje wyszczególnienie) stwierdzają, co następuje:

A. Przedstawiciele dostawcy zapewnili, że próby odbiorcze turbozespołu mogą być obecnie dokonane, a warunki gwarancji osiągnięte; dalej, że szczelność kondensatora była sprawdzona przed próbami, przyczem wynik osiągnięto pomyślny.

B. Dostawca przyjmuje na siebie odpowiedzialność za całość turbozespołu i całej instalacji w czasie prób.

C. Próby odbiorcze będą obejmowały następujące badania:

1) Puszczanie w ruch maszyny w celu stwierdzenia, czy nie zachodzą przy uruchamianiu niedopuszczalne wibracje; badanie mechanicznego biegu turbozespołu.

2) Określenie próżni przy temperaturze wody chłodzącej = 27^0 C i przy obciążeniach 20000 i 25000 *kW* (ewentualnie także przy 10000 i 15000 *kW*).

3) Ustalenie wielkości zużycia pary przy obciążeniach $\sim$ 10000 *kW*, $\sim$ 15000 *kW*, $\sim$ 20000 *kW* i $\sim$ 25000 *kW*, przyczem ze względu na rodzaj regulacji w razie niższego ciśnienia pary niż gwarantowane, będzie utrzymywane raczej niższe obciążenie, zaś przy wyższem ciśnieniu raczej wyższe, podczas gdy gwarantowane cyfry zużycia pary pozostają niezmienione. Przy zmierzonem $\cos\varphi$ gwarantowane zużycie pary będzie określone z cyfr gwarancyjnych drogą interpolacji arytmetycznej.

4) Ustalenie maksymalnej trwałej mocy turbiny i generatora.

5) Badanie grzania się generatora.

6) Badanie stanu izolacji generatora.

7) Badanie zmian ilości obrotów turbiny i zmian w napięciu generatora przy nagłych zmianach obciążenia o $\sim$ 10000 *kW* i o $\sim$ 20000 *kW*.

8) Określenie wahań w ilości obrotów przy stałem obciążeniu.

9) Sprawdzenie możności pracy turbiny równolegle z innemi turbozespołami.

10) Sprawdzenie działania regulatora bezpieczeństwa przy biegu luzem.

11) Oględziny turbozespołu, a w szczególności stanu łopatek turbiny, co powinno być powtórzone przed upływem okresu gwarancyjnego.

12) Zbadanie napędu pomp kondensacji.

D) Gwarancje, podane w zamówieniu, obowiązują bez tolerancji, które w myśl § 103 norm V. D. I. mają zastosowanie tylko w razie wahań w obciążeniu.

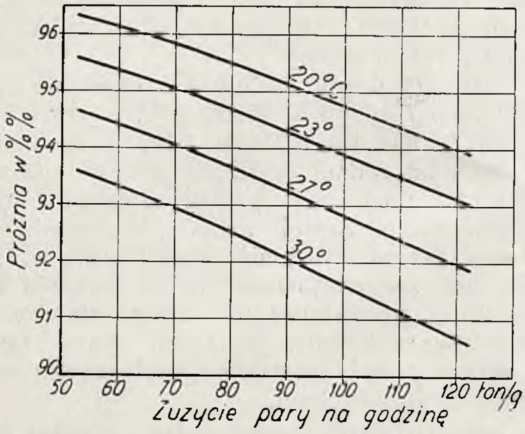
E. Mierzenie kondensatu będzie dokonywane zapomocą dwuch wycechowanych zbiorników (protokuły cechowania są załączone). Po zakończeniu pomiarów odbiorczych zbiorniki zostaną powtórnie przecechowane.

F. Przeliczenie zmierzonego zużycia pary na warunki gwarancyjne prowadzone będzie drogą zastosowania następującego wzoru:

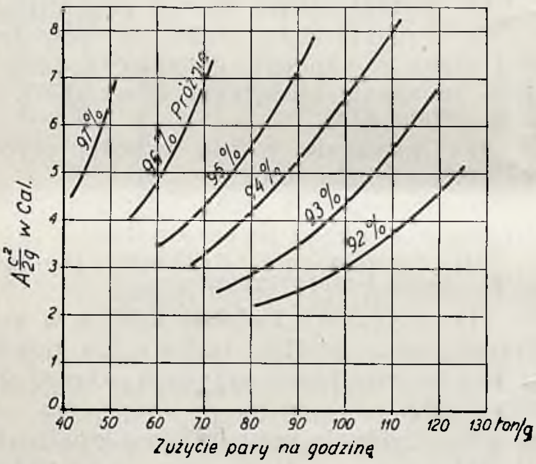
$$G_{zm.\ przel.} = G_{zm.} \frac{\Delta i_{zm}\ \eta_{zm} - \frac{Ac^2}{2g}_{zm}}{\Delta i_{gw}\ \eta_{gw} - \frac{Ac^2}{2g}_{gw}}$$

Straty pary w dławnicach będą doliczone, zaś para uchodząca kominkami, nie będzie uwzględniona.

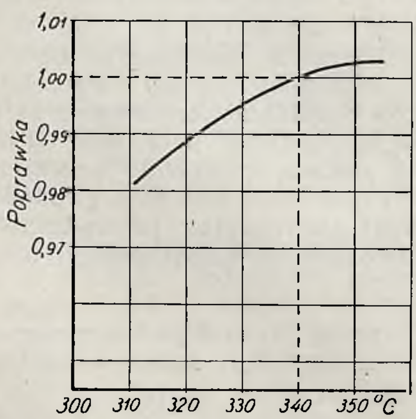
We wzorze tym przyjęto oznaczenia:
zm—odnosi się do liczb, uzyskanych z pomiarów,
gw — odnosi się do liczb gwarantowanych,
Δi — spadek adjabatyczny cieplika, który ma być określany jako różnica cieplika w parze przed głównym zaworem oraz u króćca wylotowego z turbiny.



Rys. 11. Zależność próżni od zużycia pary i temperatury wody chłodzącej.



Rys. 12. Straty wylotowe w zależności od zużycia pary i próżni.



Rys. 13. Poprawka η w zależności od temperatury pary wlotowej.

Dla określenia stanu pary wlotowej miarodajną będzie temperatura przed prawym paromierzem, zmniejszona o 2^0, oraz ciśnienie na prawym przewodzie przed głównym zaworem.

Dla przeliczeń dostawca przedstawił następujące krzywe:

1) zależność próżni od zużycia pary i temperatury wody chłodzącej (rys. 11),

2) straty wylotowe w zależności od zużycia pary i panującej próżni (rys. 12),

3) krzywą poprawek dla η w zależności od temperatury pary wlotowej (rys. 13), przyczem dostawca stwierdza, że krzywa poprawek dla η ma zastosowanie niezależnie od obciążenia.

Bezstronny rzeczoznawca ma prawo drogą prób sprawdzić przedstawione krzywe próżni i zastosować do obliczeń określone przez siebie wartości.

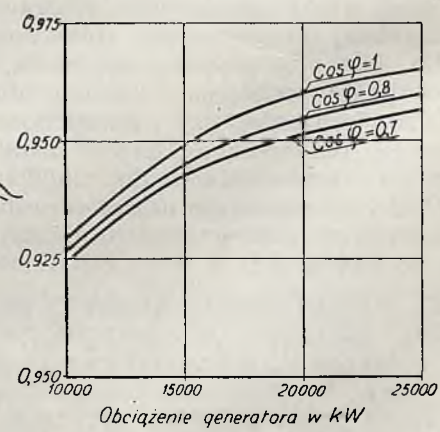
Dla potrzebnych obliczeń będą użyte tablice entropijne Stodoli, wydanie V.

G. Poszczególne pomiary zużycia pary winny trwać conajmniej po 40 minut, zaś przy 25000 *kW*, o ile możliwe—godzinę. Poszczególne odczyty będą dokonywane co 5 minut z wyjątkiem pomiarów elektrycznych, które będa notowane co $2^1/_2$ minuty.

H. W celu uzyskania ustalonych warunków pracy podczas pomiarów zużycia pary będą obowiązywały conajmniej 20 minutowe przerwy przy zmianie obciążenia o $^1/_4$ mocy i conajmniej 30 minutowe przy zmianie obciążenia o $^1/_2$ mocy.

J. W wypadku stwierdzenia różnic we wskazaniach instrumentów pomiarowych dostawcy i rzeczoznawcy, na żądanie dostawcy, odnośne instrumenty obu stron będą oddane do polskiego zakładu naukowego do sprawdzenia na koszt dostawcy, przyczem ustanowione tam poprawki będą przyjęte, jako miarodajne.

K. Odbiorca i dostawca uznają orzeczenie bezstronnego rzeczoznawcy jako ostatecznie obowiązujące.



Rys. 14. Sprawność generatora w zależności od obciążenia i $\cos\varphi$.

Do protokułu tego został dołączony protokuł cechowania zbiorników kondensatu oraz

wyszczególnione w p. F. krzywe. Zgodnie z brzmieniem protokułu wstępnego krzywa zależności próżni została sprawdzona przez Prof. Chrzanowskiego, przyczem przedstawiona przez dostawcę krzywa została skorygowana. Na rys. 11 podana jest ona w formie ostatecznej.

Prócz tego dostawca podał liczby sprawności generatora w odniesieniu do obciążeń gwarancyjnych.

Rys. 14 przedstawia krzywą sprawności generatora, zbudowaną z punktów, podanych przez dostawcę.

Określenie zużycia pary i największej mocy turbiny.

Właściwe pomiary zostały przeprowadzone w dniu 22 listopada 1929 r. Turbina w czasie prób pracowała na sieć fabryczną, przyczem obciążenie regulowano pracą równoległą innych turbin.

Ze względu na warunki miejscowe *cos*φ w czasie pomiarów utrzymywał się w granicach 0,72 do 0,74.

Obciążenia, przy których zostały przeprowadzone poszczególne pomiary, oraz czas trwania każdego pomiaru podaje następująca tabela:

Pomiar		1	2	3	4	5
obciążenie nominalne	w częściach całkowitej mocy	$^1/_2$	$^3/_4$	$^4/_4$	$^5/_4$	$^1/_2$
obciążenie na zacisk. generatora	kW	9768	15200	19800	24797	10238
czas trwania pomiaru	min.	41,95	57,98	60,95	73,83	40,68

Pomiar przy połowie obciążenia został powtórzony z tego względu, że przy pierwszym pomiarze średnie obciążenie uzyskano trochę za niskie.

Organizacja pomiarów była następująca: Każdy z inżynierów, biorących udział w odbiorze z ramienia rzeczoznawcy, miał przydzielone określone punkty pomiarowe. Na pewien czas przed pomiarem każdy z inżynierów otrzymywał piśmienne zarządzenie Prof. Chrzanowskiego, podające początek pomiaru, przewidywany czas jego trwania oraz wyznaczone obciążenie.

Po upływie czasu przewidzianego w protokule wstępnym, przeprowadzano sprawdzenie, czy stan równowagi został rzeczywiście ustalony, poczem dopiero przystępowano do pomiaru.

W ciągu pomiarów działała sygnalizacja świetlna.

W tym celu każden punkt pomiarowy zaopatrzony był w czerwoną lampę elektryczną. Sygnalizowanie światłem spoczywało w rękach inżyniera, prowadzącego pomiar kondensatu. Na 1 — 2 minuty przed początkiem pomiaru podawał on wszystkim znak ostrzegawczy, zapalając na chwilę lampy. W chwili, gdy strumień kondensatu został przerzucony do próżnego zbiornika, następowało zapalenie lamp sygnalizacyjnych, co oznaczało początek pomiaru. W tej chwili na wszystkich punktach pomiarowych notowano pierwszy odczyt. W ciągu całego pomiaru lampy paliły się bez przerwy i zgaszenie ich oznaczało koniec pomiaru. W tym momencie notowano wszędzie ostatni odczyt. Moment zgaszenia lamp sygnalizacyjnych odpowiadał ściśle chwili napełnienia do cechy jednego ze zbiorników kondensatu.

Na podstawie uzyskanych odczytów zostały następnie obliczone średnie wielkości dla każdego z przeprowadzonych pomiarów oraz na zasadzie otrzymanych ilości kondensatu obliczono zużycie pary w warunkach pomiaru.

Tablica II zawiera powyższe wielkości po uwzględnieniu w nich należnych korektur instrumentów[1]).

[1]) Por. tabela II, str. 108.

TABELA II.
(z dn. 22.XI.1929 r.)

Średnie wielkości odczytów.

P O M I A R			1	2	3	4	5
Obciążenie nominalne		w częściach całk. mocy	$^2/_4$	$^3/_4$	$^4/_4$	$^5/_4$	$^2/_4$
		kW	10000	15000	20000	25000	10000
Początek pomiaru		godz.	10^{00}	11^{25}	13^{15}	17^{10}	19^{15}
Czas trwania pomiaru		min.	41,95	57,98	60,95	73,83	40,68
Pomiary elektryczne							
Obciążenie na zaciskach generatora		kW	9768	15200	19800	24797	10238
Cosφ średnio z 3 faz			0,74	0,72	0,72	0,74	0,73
Natężenie prądu wzbudzającego		A.	204	262,5	309	350	210,5
Sprawność generatora (podana przez dostawcę) .		%	92,5	94,35	95,15	95,8	92,45
Liczba obrotów na min.			3000	3000	3000	2998	3000
Stan barometru		mm. sł. rt.	739,6	739,5	738,6	738,6	738,35
Stan pary							
Ciśnienie pary	Przed paromierzem strona prawa	ata	15,05	15,02	15,07	15,10	15,29
	„ „ „ lewa .	ata	15,00	15,00	14,94	14,90	15,19
	„ zaworem głów. strona prawa	ata	**14,50**	**14,20**	**14,55**	**14,52**	**14,78**
	„ „ „ „ lewa .	ata	15,10	15,00	14,68	14,20	15,24
	Za I automatem	ata	9,26	12,40	13,60	13,90	9,73
	Za II automatem	ata	5,97	9,40	13,26	13,80	6,18
	Za III automatem	ata	5,15	7,80	9,94	13,00	5,46
	Za IV automatem	ata	4,70	7,40	9,87	13,20	4,90
	Przed I kołem akcyjnem	ata	5,92	9,00	11,53	13,30	6,13
	Przed II kołem akcyjnem	ata	5,10	7,70	10,05	13,00	5,27
	Między kadłubami W. P. i S. P.	ata	2,26	3,55	4,43	5,90	2,37
	Między kadłubami S. P. i N. P.	ata	0,513	0,73	0,934	1,16	0,536
Próżnia	Przy wylocie w kadłubie N. P. . .	ata	0,0426	0,0545	0,0642	0,0785	0,0458
	U wylotu z króćca turbiny . . .	ata	0,04252	0,0539	0,0624	0,0726	0,0453
	„ „ „ „ . . .	%	**95,748**	**94,61**	**93,76**	**92,74**	**95,47**
Temperatura pary	Przed paromierzem strona prawa	°C	337,1	340,45	352,0	345,2	335,24
	„ „ „ lewa .	°C	324,4	340,3	352,0	345,1	327,7
	Przed zaworem główn. strona prawa	°C	334,6	338,7	350,47	343,1	333,4
	„ „ „ „ lewa .	°C	280,4	327,45	346,9	341	299,6
	Pary dolotowej miarodajna dla obliczenia	°C	**335,1**	**338,45**	**350,0**	**343,2**	**333,24**
	Między kadłubami W. P. i S. P.	°C	201,6	218,7	237,7	257,6	201,2
	Między kadłubami S. P. i N. P. .	°C	79,2	89,5	96,3	104,0	80,0
	Pary wylotowej	°C	29,8	33,55	36,1	39,2	30,17

P O M I A R		1	2	3	4	5
Obciążenie nominalne	w częściach całk. mocy	$^2/_4$	$^3/_4$	$^4/_4$	$^5/_4$	$^2/_4$
	kW	10000	15000	20000	25000	10000
Początek pomiaru	godz.	10^{00}	11^{25}	13^{15}	17^{10}	19^{15}
Czas trwnnia pomiaru	min.	41,95	57,98	60,95	73,83	40,68
Kondensacja						
Temperatura wody chłodzącej u wlotu	^{0}C	**25,3**	**24,3**	**24,6**	**24.25**	**23,6**
„ „ „ u wylotu	^{0}C	27,7	31,15	33,0	34,75	28,0
Obciążenie silnika, napędzającego pompy kondensac.	*kW*	432	430	417	412	420
Ilość kondensatu na godz.	*kg/h*	51100	73940	93780	121010	52690
Temperatura kondensatu	^{0}C	30.0	32,2	36,0	39,3	29,2
Ilość kondensatu na godz. po uwzględn. temper. kondensatu	*kg/h*	51030	73820	93570	120670	52640
Ilość kondensatu na *kWh*	*kg/kWh*	**5,23**	**4,86**	**4,725**	**4,855**	**5,15**
Ilość kondensatu na *kWh*, po odjęciu pracy pomp kondensac.	*kg/kWh*	5,46	5,0	4,83	4,955	5,37
Stan gwarancyjny						
Ciśnienie pary dolotowej	ata	14,5	14,5	14,5	14,5	14,5
Temperatura pary dolotowej	^{0}C	340	340	340	340	340
Próżnia przy 27^{0}C (u wylotu z króćca turb.)	%	94.75	93,9	93,15	91,9	94,6
„ „ „ „ „	ata	0,0525	0,061	0.0685	0,081	0,054

W końcu tabeli II podany jest gwarancyjny stan pary wlotowej oraz próżnia, co pozwala odrazu określić, jak daleko w czasie pomiarów odbiegano od warunków gwarancyjnych. Różnice te przedstawia następująca tabelka:

		Odchylenia wielkości uzyskanych z pomiarów od warunków gwarancyjnych				
Pomiar		1	2	3	4	5
Obciążenie nominalne		$^2/_4$	$^3/_4$	$^4/_4$	$^5/_4$	$^2/_4$
Obciążenie	w *kW*	— 232	+ 200	— 200	— 203	+ 238
	w %	— 2,32	+ 1,33	— 1.0	— 0.81	+ 2,38
Ciśnienie pary dolotowej	w ata	0	— 0,3	+ 0.05	+ 0,02	+ 0,28
	w %	0	— 2,07	+ 0,34	+ 0,14	+ 1,93
Temperatura pary dolotowej	w ^{0}C	— 4,9	— 1,55	+ 10,0	+ 3,2	— 6,76
	w %	— 1,44	— 0.46	+ 2,94	+ 0,94	— 1,99
Temperatura wody chłodzącej (u wlotu)	w ^{0}C	— 1,7	— 2,7	— 2,4	— 2,75	— 3,4

Jak widać z przytoczonej tabeli, obciążenie w czasie pomiarów odbiegało nieznacznie od nominalnego.

Dzięki umiejętnemu i starannemu prowadzeniu kotłowni temperatura i szczególniej ciśnienie pary dolotowej były utrzymywane bardzo blisko stanu gwarancyjnego. Jedynie tylko przy pełnem obciążeniu temperaturę pary wlotowej uzyskano o 10^0 za wysoką, co jednak wrpocentach daje również niewielką nadwyżkę.

Nieco odbiegała od warunków gwarancyjnych temperatura wody chłodzącej, będąc w czasie pomiarów stale niższą w granicach od $1,7^0$ do $3,4^0$ C, zależnie od pory dnia. Tłumaczy się to miejscowemi warunkami.

Jak wzmiankowaliśmy poprzednio, prócz mierzenia kondensatu, miarodajnego dla ustalenia zużycia pary, prowadzono również pomiary paromierzami, ustawionemi na obu przewodach pary dolotowej. W ciągu poszczególnych pomiarów paromierze te rejestrowały następujące ilości przepływającej pary (w *kg/h*):

Pomiar		1	2	3	4	5
Obciążenie nominalne		$^2/_4$	$^3/_4$	$^4/_4$	$^5/_4$	$^2/_4$
Obciążenie na zaciskach generatora	*kW*	9768	15200	19800	24797	10238
Ilość pary, przepływająca przez paromierz (*kg/h*)	prawy	45500	55000	48000	53200	47250
	lewy	0	17000	39900	58400	0

Widoczne jest tu, że przy obciążeniu $^2/_4$ cała ilość pary płynęła prawym przewodem, przechodząc przez I automat. Przy obciążeniu $^3/_4$ tylko $^1/_4$ całkowitej ilości pary płynęła przez lewy przewód, czyli i wtedy automat II był tylko częściowo otwarty. Przy obciążeniu $^4/_4$ automat II przepuszczał jeszcze cokolwiek za mało pary, zaś przy obciążeniu $^5/_4$, gdy działają już automaty III i IV, obserwujemy zjawisko odwrotne. Tutaj prawy paromierz rejestruje mniejszy przepływ pary, co dowodzi, że automat III działa niezupełnie prawidłowo, otwierając się niecałkowicie.

Porównanie podanych powyżej liczb z wynikami pomiarów drogą mierzenia kondensatu, podane jest w nastepującej tabeli:

Pomiar		1	2	3	4	5
Obciążenie nominalne		$^2/_4$	$^3/_4$	$^4/_4$	$^5/_4$	$^2/_4$
Zużycie pary według paromierzy	*kg/h*	45500	72000	87900	111600	47250
Zużycie pary według pomiarów kondensatu	*kg/h*	51030	73820	93570	120670	52640
Różnica	*kg/h*	5530	1820	5670	9070	5390
	%	10,8	2,47	6,05	7,5	10,2

Jak wynika z powyższej tabeli, wskazania paromierzy były we wszystkich wypadkach zbyt małe w stosunku do rzeczywistego zużycia pary, przyczem różnice te były zmienne, jednak przy połowie obciążenia dochodziły nawet do 11%.

Rozbieżność tę w znacznym stopniu należy tłumaczyć niezupełnie prawidłowem ustawieniem paromierzy, gdyż ze względu na warunki miejscowe były one wbudowane na przewodach, posiadających znaczne wygięcia. Prawidłowe ustawienie paromierzy na prostych przewodach wymagałoby poważnych przeróbek, co w danym wypadku nie było konieczne, gdyż, jak wyjaśniliśmy poprzednio, paromierze te nie służyły dla ścisłych pomiarów, lecz ich wskazania potrzebne były tylko dla orjentowania się co do rozdziału pary na oba przewody pary wlotowej.

Po uzyskaniu liczb, przedstawionych w tabeli II, przystąpiono do ostatecznych obliczeń, przyczem dla przeliczenia liczb, otrzymanych z pomiaru, na warunki gwarancyjne, posiłkowano się wzorem, przytoczonym w protokule wstępnym.

Wyniki tych przeliczeń zawiera tabela III.

TABELA III.

Wyniki pomiarów zużycia pary.

Pomiar			1	2	3	4	5
Obciążenie nominalne			2/4	3/4	4/4	5/4	2/4
Obciążenie na zaciskach generatora		kW	9768	15200	19800	24797	10238
Gwarantowany spadek adjabat.	Δi_{gw}	ciepł.	230,0	225,2	222,5	217,5	229,0
Spadek adjabat. w warunkach pomiaru	Δi_{zm}	„	234,5	228,5	227,0	220,5	233,0
Straty wylotowe w warunkach gwarancji	$\frac{Ac^2}{2g}_{gw}$	„	2,6	3,6	4,1	5,2	2,7
Straty wylotowe w warunkach pomiaru	$\frac{Ac^2}{2g}_{zm}$	„	3,3	4,3	5,1	6,2	3,3
Poprawka sprawności w zależn. od temperatury	δ		0,9975	0,9995	1,0025	1,001	0,997
Sumaryczna poprawka (dla przeliczeń)	ζ		1,0133	1,0086	1,0178	1,0096	1,00112
Zużycie pary gwarantowane		kg/kWh	5,19	4,965	4,82	4,92	5,195
gwarantowane po uwzględnieniu wahań obciążenia, mających miejsce w ciągu pomiaru	G_{gw}	kg/kWh	**5,217**	**4,98**	**4,835**	**4,935**	**5,218**
rzeczywiste w czasie pomiarów	G_{zm}	kg/kWh	5,23	4,86	4,725	4,855	5,15
rzeczywiste po przeliczeniu na warunki gwarancyjne	G_{ef}	kg/kWh	**5,30**	**4,90**	**4,81**	**4,90**	**5,21**
różnica między rzeczywistem (przeliczonem) i gwarantowanem zużyciem pary		kg/kWh	**+0,083**	**—0,08**	**—0,025**	**—0,035**	**—0,008**
Sprawność termodynamiczna **gwarantowana:**							
a) odnośnie do sprzęgła	η_{egw}	%	78,0	81,5	84,2	83,9	78,2
b) odnośnie do zacisków generatora	η_{egw}	%	72,18	77,0	80,13	80,4	72,3
z pomiarów:							
a) odnośnie do sprzęgła	η_e	%	75,9	81,8	84,3	84,0	77,6
b) odnośnie do zacisków generatora	η_o	%	70,2	77,2	80,2	80,5	71,8
c) odnośnie do zacisków generatora po uwzględnieniu pracy pomp	η_p	%	67,2	75,2	78,4	78,7	68,8

Na zasadzie tych ostatecznych wielkości zużycia pary określono t. zw. przekroczenie, posiłkując się kluczem, wskazanym w umowie.

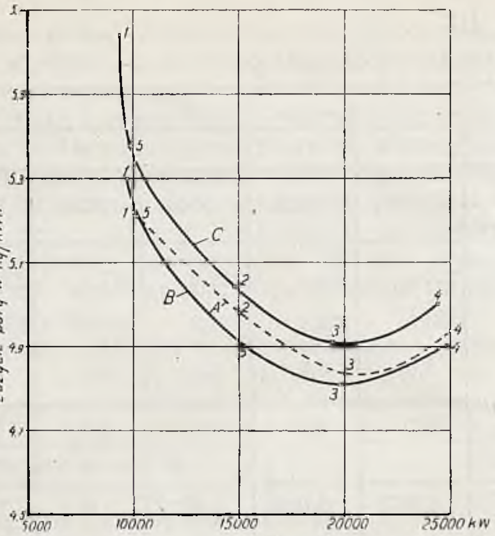
Przekroczenie te wynosi:

$$1.\ \frac{\frac{0{,}083 - 0{,}008}{2} - 1.0{,}08 - 3.0{,}025 - 2.0{,}035}{7} = -\ 0{,}027\ kg/kWh$$

czyli stwierdzone drogą pomiarów zużycie pary jest o 0,027 *kg/kWh* niższe od gwarantowanego.

Powyższe próby wykazały również, że turbogenerator może stale wytwarzać moc 25000 *kW* przy $\cos\varphi = 0{,}74$.

Rys. 15 i 16 przedstawiają wykresy, zbudowane na podstawie wyników pomiarów, zamieszczonych w tabl. III.



Rys. 15

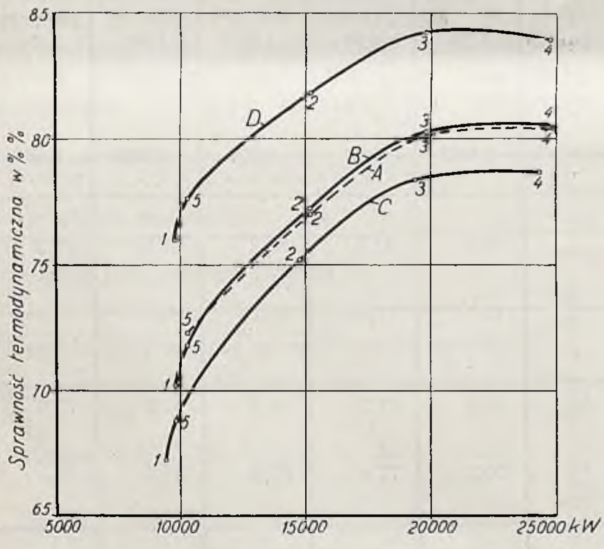
Wykres porównawczy gwarantowanego i rzeczywistego zużycia pary

A. Krzywa gwarantowanego zużycia pary przez turbogenerator.

B. Krzywa rzeczywistego zużycia pary przez turbogenerator.

C. Krzywa zużycia pary przez turbogenerator po odjęciu mocy zużywanej na napęd pomp kondensacyjnych.

Punkty: 1, 2, 3, 4, 5 odnoszą się do pomiarów oznaczonych temi cyframi.



Rys. 16

Wykres porównawczy gwarantowanej i rzeczywistej sprawności termodynamicznej.

A. Krzywa gwarantowanej sprawności termodynamicznej turbozezpołu odnośnie do zacisków generatora.

B. Krzywa rzeczywistej sprawności termodynamicznej turbozespołu odnośnie do zacisków generatora.

C. Krzywa rzeczywistej sprawności termodynamicznej turbozespołu po odjęciu mocy zużywanej na napęd pomp kondensacyjnych.

D. Krzywa rzeczywistej sprawności termodynamicznej turbiny odnośnie do sprzęgła.

Punkty: 1, 2, 3, 4 i 5 odnoszą się do pomiarów oznaczonych temi cyframi.

Rys. 15 przedstawia wykres porównawczy gwarantowanego i rzeczywistego zużycia pary. Krzywa *A* przedstawia gwarantowane zużycie pary w zależności od mocy na zaciskach generatora.

Przedstawione tu zużycie pary uwzględnia poprawki na wahania obciążeń, jakie miały miejsce w okresach trwania poszczególnych pomiarów.

Krzywa *B* przedstawia rzeczywiste zużycie pary, przeliczone na warunki gwarancyjne, i odniesione do mocy, mierzonej na zaciskach generatora. Jak widzimy, krzywa przebiega stale poniżej gwarantowanego zużycia pary.

Krzywa *C* przedstawia rzeczywiste zużycie pary, przeliczone również na warunki gwarancyjne, odniesione do użytecznej mocy turbozespołu. Pod użyteczną mocą rozumiemy tu moc mierzoną na zaciskach generatora, zmniejszoną o moc zużywaną na napęd pomp kondensacyjnych.

Rys. 16 przedstawia wykres porównawczy gwarantowanej i rzeczywistej sprawności termodynamicznej.

Krzywa *A* przedstawia gwarantowaną sprawność turbozespołu, w zależności od mocy mierzonej na zaciskach generatora.

Krzywa *B* przedstawia rzeczywistą sprawność turbozespołu w odniesieniu do mocy na zaciskach generatora.

Na krzywej *C* podane są wielkości rzeczywistej sprawności termodynamicznej, odniesione do użytecznej mocy turbozespołu (po odjęciu pracy pomp kondensacyjnych).

Krzywa *D* przedstawia rzeczywistą sprawność termodynamiczną turbiny w odniesieniu do sprzęgła.

Przedstawione na obu rysunkach krzywe *C* mają charakter jedynie porównawczy i wyrażone przez nie wielkości w umowie gwarantowane nie były.

Określenie wielkości próżni.

Jak wynika z tabeli II, dla dwuch największych obciążeń uzyskano w czasie pomiarów następującą próżnię:

Obciążenie	Temper. wody chłodzącej °C	Próżnia przy wylocie w kadłubie N. P.	Próżnia przy wylocie z krócca turbiny
19800 *kW*	24,6	93,58%	93,76%
24797 *kW*	24,25	92,15%	92,74%

Po uwzględnieniu warunków gwarancyjnych (obciążenie 20000 i 25000 *kW* oraz temperatura wody chłodzącej 27° C), liczby po-

wyższe można było przyrównać do gwarantowanych w umowie, co przedstawia następująca tabela:

Obciążenie kW	Temper. wody chłodzącej °C	Próżnia		
		z pomiarów (przeliczona)		gwarantowana %
		przy wylocie w kadłubie N. P. %	przy wylocie z króćca turbiny %	
20000	27	92,75	93	93
25000	27	91,25	91,8	92,2

Wynika stąd, że podczas pomiarów przy największem obciążeniu stwierdzono nieco mniejszą próżnię.

Badanie działania regulacji.

Notowania liczby obrotów, dokonywane przy różnych obciążeniach w ciągu pomiarów wykazały, że przy stałem obciążeniu obroty wahają się nieznacznie, przyczem wahania te nie przekraczają 0,5% normalnej liczby obrotów.

Po zakończeniu pomiarów puszczono turbinę luzem dla sprawdzenia działania regulatora bezpieczeństwa.

Stwierdzono, że działa on bez zarzutu, gdyż wyłączał każdorazowo ruch maszyny przy 3300 *obr/min*, t. j. w chwili, gdy liczba obrotów turbiny przekraczała normalną o 10%.

Przeprowadzone następnie badania regulacji przy nagłych obciążeniach dały wyniki następujące:

Obciążenie początkowe kW	Odciążenie do kW	Zmiana liczby obrotów		Chwilowy wzrost napięcia
		Przejściowa	Stała	
10000	0	3,31%	2,81%	o 440 V
20000	0	regulacja normalna nie opanowała odciążenia; przy 3300 obr/min. reagował regulator bezpieczeństwa.		

Powyższe badania dały wyniki ujemne.

Na tej zasadzie zostały przez dostawcę przeprowadzone pewne zmiany w regulacji, przyczem dnia 27 listopada r. z. zostało przeprowadzone dodatkowe badanie, którego wyniki były następujące:

Obciążenie początkowe kW	Odciążenie do kW	Zmiana liczby obrotów		Chwilowy wzrost napięcia
		Przejściowa	Stała	
20000	0	7%	6%	o 1000 V

Dokonane ostatnio zmiany odbiły się nieco ujemnie na czułości regulacji, jednakże fabryka uznała za zbędne przeprowadzanie jakichkolwiek dalszych zmian w regulacji.

Praca równoległa.

Łączenie równoległe turbogeneratora z innemi turbozespołami nie ujawniło żadnych trudności.

Bieg turbiny.

W dniu 22 listopada odbyło się też próbne puszczenie w ruch turbiny w celu sprawdzenia, czy nie powstają nadmierne wibracje.

Badanie to wyjaśniło, że silnik przechodzi spokojnie przez krytyczne obroty. Wały cylindra *W. P.* i *S. P.* oraz prądnicy są sztywne, jedynie wał cylindra *N. P.* jest gibki. Nadmiernych drgań przy uruchamianiu i biegu turbiny nie stwierdzono.

Praca kondensacji.

Podczas ruchu turbiny wyłączono na próbę silnik elektryczny, napędzający pompy kondensacyjne. Stwierdzono, że turbina pomocnicza włącza się natychmiast samoczynnie, nie dopuszczając przerwy w działaniu pomp.

Zatem mechanizm, służący do utrzymania stałego biegu pomp kondensacyjnych, działa prawidłowo.

Stan turbiny.

W dniu 23 listopada turbina została otwarta, poczem Prof. Chrzanowski zbadał stan wszystkich części silnika.

Wyniki były następujące:

W cylindrze wysokoprężnym łopatki obu kół akcyjnych wykazują niewielkie ślady uderzeń od ciał obcych, któremi przypuszczalnie były pozostałości spawu rurociągów.

Zalecono przeczyszczenie sit parowych, znajdujących się w rurociągach przed turbiną.

Prócz tego grzbiety łopatek pierwszego koła akcyjnego posiadają nieznaczne wgłębienia.

Łopatki reakcyjne cylindra wysokoprężnego są w dobrym stanie; jedynie w ostatnim wieńcu wirnika krawędź wylotowa zacierała o kadłub, co wobec cienkich końców łopatek nie należy uważać za niebezpieczne.

Łopatki cylindra średnioprężnego znaleziono w stanie dobrym.

W cylindrze niskoprężnym łopatki wirników piątych i szóstych stopni ciśnienia posiadają zdarcia z powodu erozji; w siódmych wieńcach zdarcia te występowały w znacznie słabszym stopniu. Stan łopatek w pozostałych wieńcach był zupełnie zadawalający.

Zalecono co pewien czas badać postęp zdzierania łopatek.

Badanie generatora.

W czasie od 24 do 28 listopada r. z. przeprowadzono badania generatora, które dały pomyślne wyniki.

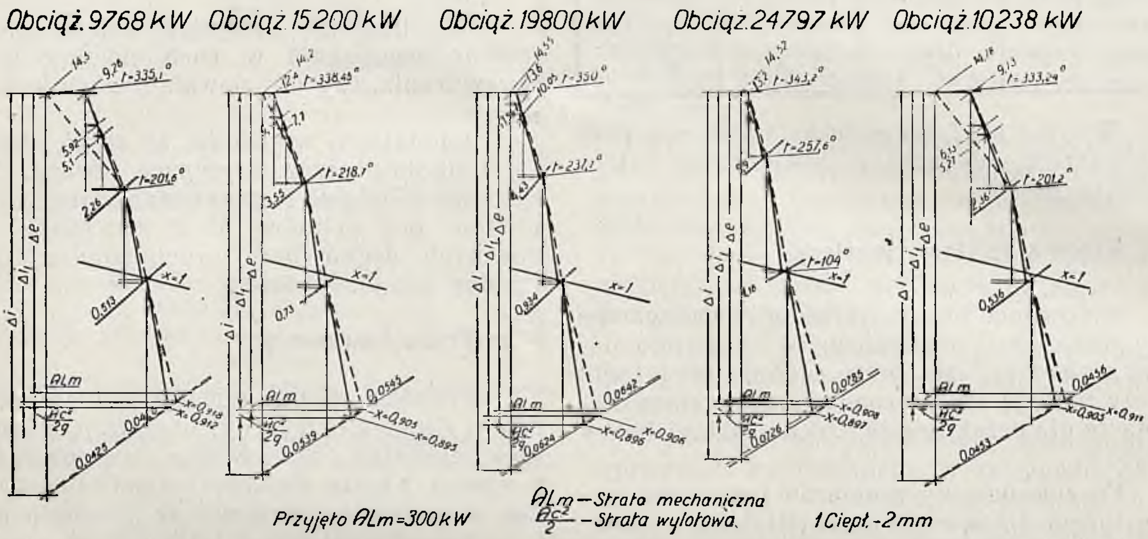
Grzanie się generatora przy obciążeniu 24000 *kW* pozostawało poniżej przyjętych za podstawę norm.

Pomiar izolacji wirnika induktorem dał zadawalające wyniki.

Przebieg pracy w turbinie.

Na podstawie uzyskanych w czasie pomiarów wielkości zobrazowano przebieg wewnętrznej pracy w turbinie z podziałem na poszczególne kadłuby.

Rysunki 17, 18, 19, 20 i 21 przedstawiają w wykresach entropijnych przebiegi tej pracy podczas pięciu opisanych pomiarów.



Rys. 17—21. Wykresy wewnętrznej pracy turbiny przy różnych obciążeniach

---

Inż. J. WÓJCICKI i W. ROSNER

ODBIÓR GWARANCYJNY TURBOGENERATORA

W elektrowni miejskiej w Małopolsce ustawiono w r. 1928 turbogenerator dostarczony przez zagraniczną firmę.

Turbina parowa, kondensacyjna, rozwija moc 1150 *KM* na sprzęgle przy ciśnieniu 15 *atm.* i temperaturze 375° C przed parowym zaworem dolotowym.

Normalna ilość obrotów wynosi 3000 obrotów na minutę. Schemat turbiny jest przedstawiony na rys. 1.

Turbina napędza generator prądu stałego 750 *kW* budowy Czeskomorawskiego Tow. Akc. Kolben—Danek, za pośrednictwem przekładni zębatej (1 : 2) konstrukcji Zakładów Witkowickich. Generator dostarcza prądu o napięciu 2 × 170 V [1]) i natężeniu maksymalnem 2206 *A* przy 1500 *obr/min.*

Gwarancje dostawcy, co do zużycia pary na *kWh* są podane w tabeli I oraz przedstawione graficznie na rys. 2.

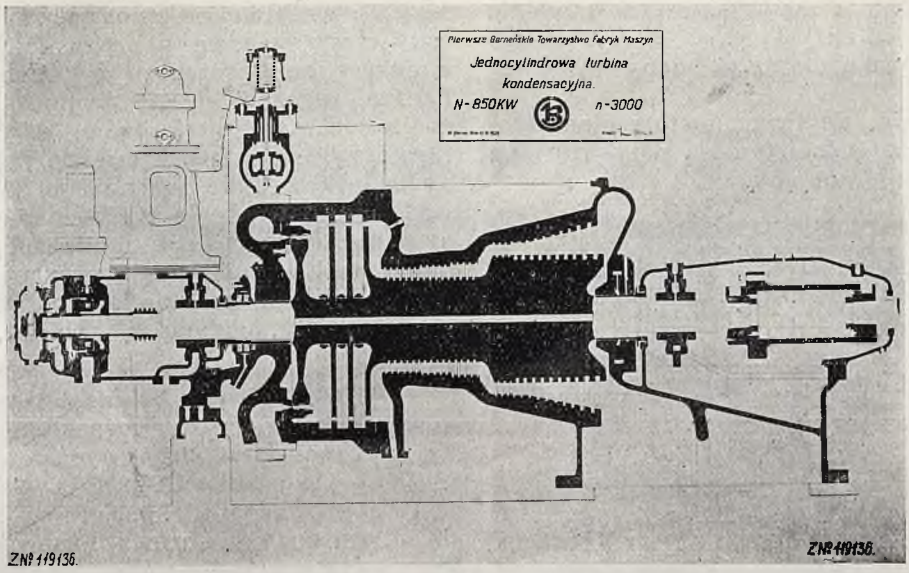
TABELA I.

Gwarancje dostawcy.

Obciążenie mierzone na zaciskach generatora	kW	750	562	375	188[2])
Ciśnienie pary	ata.	16	16	16	16
Temperatura pary	°C	375	375	375	375
Początkowa temperatura wody chłodzącej w kondensatorze	°C	20	20	20	20
Zużycie pary gwarantowane	kg/kWh	5.71	5.90	6.48	8.20[2])

[1]) Uwaga. Anormalne napięcie sieci elektrowni 2 × 170 jest pozostałością z czasów przedwojennych.

[2]) Umieszczone w umowie lecz nie objęte gwarancją.



Rys. 1

W umowie ustalono: pomiar zużycia pary wyłącznie drogą ważenia kondensatu a tolerancje stosować według umowy stron.

W związku z regulacją turbiny gwarantował dostawca, że:

1) możliwa jest zmiana ilości obrotów o ± 5% przez ręczne oddziaływanie na regulator,

2) regulator bezpieczeństwa ma działać przy przekroczeniu obrotów normalnych o + 10%.

Generator elektryczny ma odpowiadać warunkom norm niemieckich R. E. M.

Przeprowadzenie odbioru gwarancyjnego turbogeneratora zostało powierzone Stowarzyszeniu Dozoru Kotłów w Warszawie jako bezstronnemu rzeczoznawcy. Pomiary odbyły się w maju 1929 r.

W protokule wstępnym ustalono program pomiarów i sposób przeliczenia: wobec tego, że dotąd nie zostały wydane obowiązujące polskie normy dla odbioru turbin parowych, zgodzono się, że przekroczenia zużycia pary będą ustalone przy uwzględnieniu 4% tolerancji.

Dalej uzupełniono gwarancje, co do regulacji, w tym kierunku, że przy zmianie obciążenia ze 100% na 0 ilość obrotów może wzrosnąć chwilowo najwyżej o 6% a trwale o—4%.

Wyniki pomiarów co do zużycia pary są zestawione na tabeli II. Obciążenia pełnego nie można było uzyskać, gdyż obecnie istniejący kocioł nie mógł dostarczyć potrzebnej ilości pary.

TABELA II.

Wyniki pomiarów.

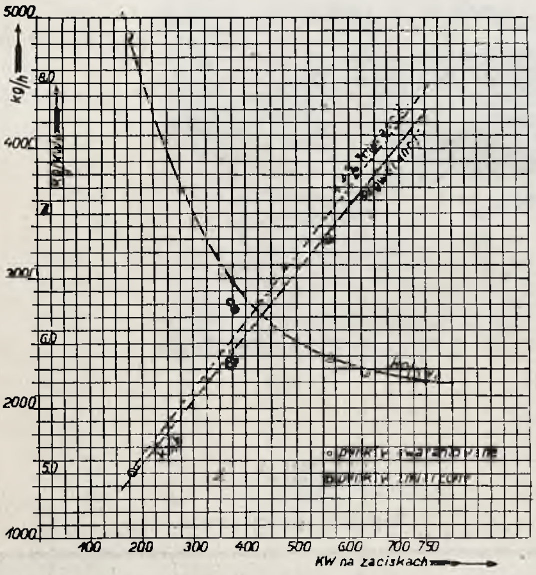
POMIAR		1	2	3	4	5
obciążenie	kW	632.6	561.6	377.7	370.0	179.6
Gwarantowanie zużycia pary	kg/kWh	5.82[1])	5.90	6.48	6.48	8.20[2])
Ciśnienie pary przed turbiną	ata	13.9	15.7	16.3	16.2	16.4
Temperatura pary przed turbiną	°C	366	360	326	350	284
Temperatura wody chłodzącej	°C	30.0	30.4	27.9	29.8	25.6
Zmierzona próżnia [4])	%	86.8	90.8	92.9	92.5	93.6
Zużycie pary zmierzone ilością kondensatu	kg/h	3965	3580	2690	2570	1810
Zuż cie pary po przeliczeniu na warunki gwaiantow.	kg/h	3650	3300	2365	2338	1502
Względnie	kg/kWh	5.77	5.88	6.26	6.32	8.36
Zużycie pary zmierzone dyszą	kg/h	—	—	2790	—	1920

[1]) Wyznaczono drogą interpolacji.

[2]) W stosunku do 1 atm. techn. (735,5 mm. sł. rt.) *próżnia była mierzona bezwzględnym próżniomierzem rtęciowym.*

Jak wynika z powyższego zestawienia gwarancja co do zużycia pary została w zupełności dotrzymana, bez potrzeby stosowania tolerancji.

Zaznaczamy, że firma dostarczająca wobec braku norm polskich była przygotowana na odbiór beztolerancyjny.



Rys. 2

Dalsze pomiary wykazały, że gwarancje dotyczące regulacji turbiny oraz generatora elektrycznego zostały również dotrzymane.

Ze względu na spostrzeżenie kierownictwa elektrowni, że woda zasilająca w obiegu między kondensatorem i kotłem wykazuje bardzo znaczne straty dochodzące do 40%, co też zostało stwierdzone przed odbiorem turbiny drogą mierzenia ilości skroplin i wody dodatkowej dla zasilania kotłów, przeprowadzono, na żądanie rzeczoznawców, porównawcze pomiary ilości kondensatu oraz pary przed turbiną mierzonej przy pomocy dyszy i różnicowego manometru rtęciowego. Uzyskane wyniki, podane w tabeli 1, są zgodne ze sobą.

Po dokładnem skontrolowaniu rurociągów, stwierdzono, że część kondensatu ucieka przez nieszczelności pompy odśrodkowej służącej do zasilania kotłów, skąd przeciek jest odprowadzany specjalnym rurociągiem do studni z wodą surową nazewnątrz budynku i dlatego nie został początkowo zauważony.

Podkreślić należy celowość mierzenia ilości pary przed turbiną w czasie odbioru gwarancyjnego przy pomocy paromierza, chociażby nawet w umowie było zastrzeżone, jako miarodajne, ważenie kondensatu.

W czasie odbioru, głównym punktem wywołującym najczęściej spory, i ściśle związanym ze sprawą finansową, jest pomiar zużycia pary, zatem możność kontroli, czy wyniki pomiarowe są pewne ma pierwszorzędne znaczenie.

KRONIKA PERSONALNA STOWARZYSZENIA

1. Ś. p. Stanisław Koźniewski długoletni pracownik Biura Centrali a ostatnio referent Okręgu Dąbrowsko-Łódzkiego zmarł w dniu 15 marca b.r.

2. Inż. Mieczysław Nosowicz przydzielony został w dniu 1 stycznia b. r. do Dyrekcji, jako inżynier-asystent.

3. Inż. Rudolf Madej przydzielony został w dniu 1 marca b.r. do Biura Okręgowego w Dąbrowie Górniczej jako inżynier-rewident.

4. Inż. Bronisław Juljusz de Michelis przyjęty został w dniu 1 lutego b.r. do Biura Dozoru Dźwigów w Warszawie jako inżynier-elektryk.

FABRYKA PALENISK MECHANICZNYCH

TOW. Z OGR. ODP.

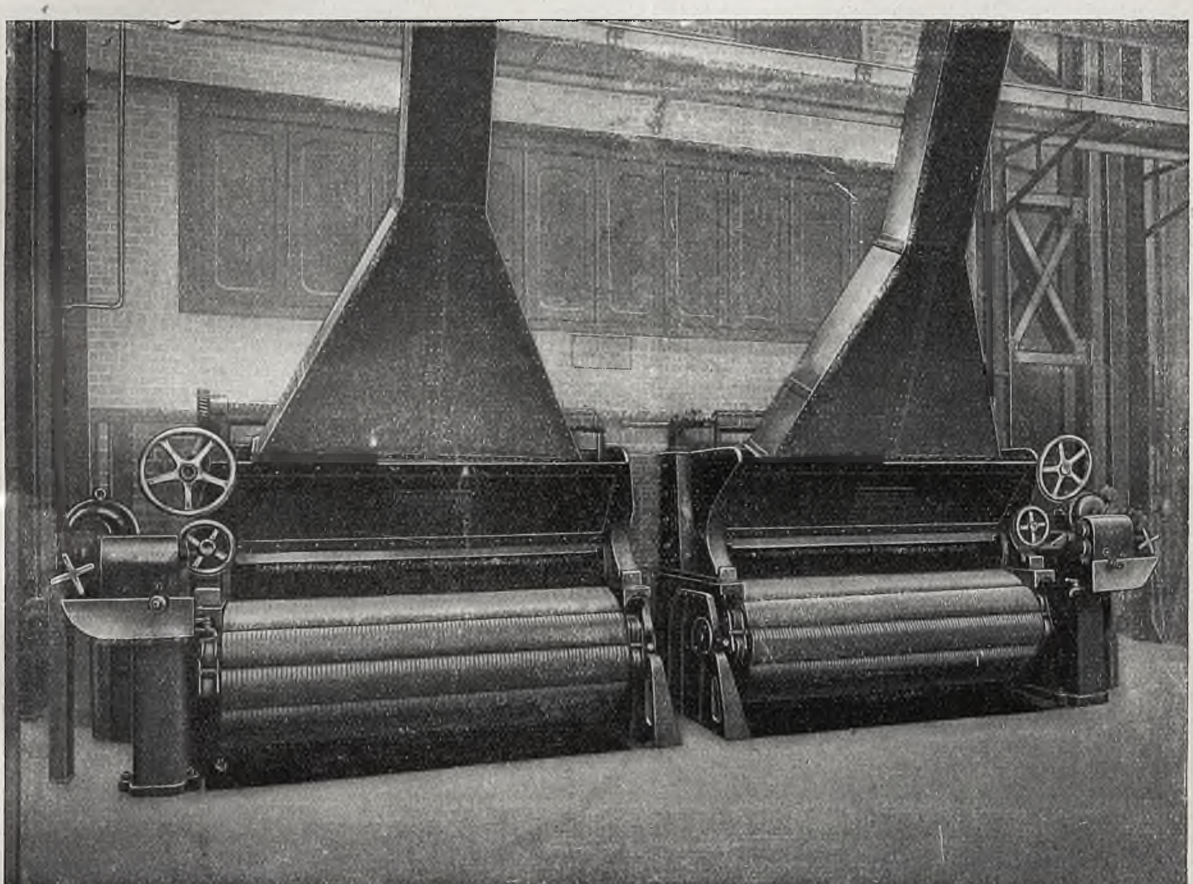
(WANDERROST - WERKE G. m. b. H.)

MIKOŁÓW, POLSKI G. ŚLĄSK

Specjalna Fabryka Rusztów Mechanicznych syst. „IDEAL"

Wykonano około **1600** rusztów mechanicznych syst. **„IDEAL"**

WYRÓB CAŁKOWICIE KRAJOWY



Ruszty mechaniczne syst. „IDEAL" na kopalni „OHEIM" G. Sląsk

WYROBY FABRYKI:

1. **RUSZTY MECHANICZNE** syst. „IDEAL" z podwiewem i bez podwiewu.
   a) AMERYKAŃSKIE wiszące sklepienia paleniskowe.
2. **PRZEWODY** rurowe wysokiego i niskiego ciśnienia.
3. **URZĄDZENIA DO OCZYSZCZANIA WODY** patentowane do wszelkich celów.
4. **ODLEWY ŻELIWNE** maszynowo i ręcznie formowane, od najmniejszych do 5000 *kl* wagi, surowe i obrabiane.
   a) PRZEWODY rurowe żeliwne do 1200 *mm* średnicy.

GENERALNY PRZEDSTAWICIEL **Inż. Wł. BUDZIŃSKI** **WARSZAWA, SMOLNA 25 tel. 39-32.**

385—S